

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-219862

(43)Date of publication of application : 14.08.2001

(51)Int.Cl.

B62D 6/00
 B62D 5/04
 // B62D101:00
 B62D109:00
 B62D111:00
 B62D113:00
 B62D119:00
 B62D137:00

(21)Application number : 2000-030679

(71)Applicant : KOYO SEIKO CO LTD
SUMITOMO DENKO BRAKE SYSTEMS KK

(22)Date of filing : 08.02.2000

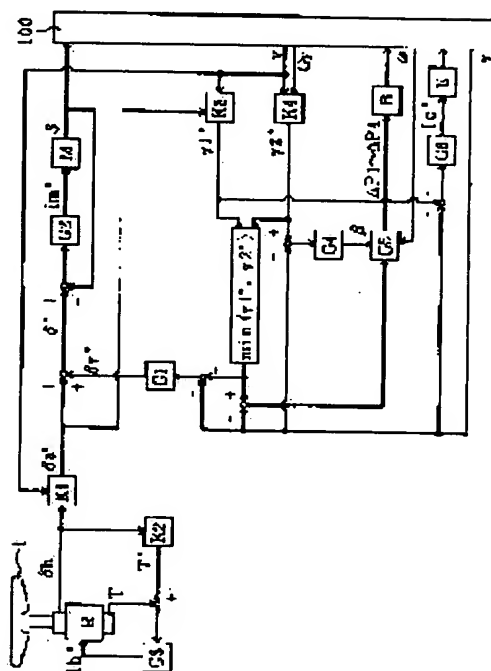
(72)Inventor : NISHIZAKI KATSUTOSHI
NAKANO SHIRO
TAKAMATSU TAKANOBU
SEGAWA MASAYA

(54) SHEERING DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a steering device for a vehicle capable of preventing a steering angle from diverging when the coefficient of friction between a road surface and a wheel lower in a vehicle adopting a steer-by-wire system.

SOLUTION: The movement of an actuator M for steering driven by the operation of an operating member 1 is transmitted to a wheel so that a steering angle δ may vary without mechanical coupling of the steering member 1 with the wheel. A first target yaw rate $\gamma 1^*$ meeting a first steering angle setting value δa^* meeting a detected operating amount δh and a vehicle speed V and a detected vehicle speed V is computed and a second target yaw rate $\gamma 2^*$ meeting a detected lateral acceleration Gy and the vehicle speed V is computed. A second steering angle setting value $\delta \gamma^*$ is computed corresponding to the deviation of a target yaw rate whose absolute value is smaller out of the first target yaw rate $\gamma 1^*$ and the second target yaw rate $\gamma 2^*$ from a detected yaw rate γ . The actuator M for steering is so controlled that the target steering angle δ^* , which is the sum of the first steering angle setting value δa^* and the second steering angle setting value $\delta \gamma^*$, may correspond to a steering angle δ .



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 05.12.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3650714

[Date of registration] 25.02.2005

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Without connecting the operating member with an operating member and the actuator for steering driven by actuation of the operating member mechanically at a wheel, so that a rudder angle may change according to a motion of the actuator for steering A means to transmit the motion to a wheel, and a means to detect the control input of the operating member, A means to detect the vehicle speed, a means to detect the lateral acceleration of a car, and a means to detect the yaw rate of a car, A means to calculate the 1st rudder angle set point according to the control input and vehicle speed which were detected based on the relation memorized between the control input, vehicle speed, and 1st rudder angle set point, A means to calculate the 1st target yaw rate according to the calculated 1st rudder angle set point and the detected vehicle speed based on the relation memorized between the 1st rudder angle set point and vehicle speed, and the 1st target yaw rate, A means to calculate the 2nd target yaw rate according to the lateral acceleration and vehicle speed which were detected based on the relation memorized between the lateral acceleration and vehicle speed, and the 2nd target yaw rate, A means to compare the absolute value of the 1st target yaw rate and absolute value of the 2nd target yaw rate which were calculated, A means to calculate based on the relation the 2nd rudder angle set point according to the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value and the detected yaw rate was memorized between [whose] the deflection and 2nd rudder angle set point in the 1st target yaw rate and the 2nd target yaw rate, The power steering system for cars equipped with a means to control said actuator for steering so that said rudder angle may correspond to the target rudder angle which is the sum of the 1st rudder angle set point and 2nd rudder angle set point which were calculated.

[Claim 2] The power steering system for cars according to claim 1 equipped with a means to control either [at least] the damping force of a wheel, or the driving force of a wheel, in said 1st target yaw rate and the 2nd target yaw rate so that the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value and the detected yaw rate may be negated.

[Claim 3] The power steering system for cars according to claim 1 or 2 equipped with a means to control the output of the engine for transit system dynamogenesis of the car so that the deflection of said 1st target yaw rate and the detected yaw rate may be negated.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the power steering system for cars which adopted the so-called steer BAIWAIYA system.

[0002]

[Description of the Prior Art] In the power steering system for cars which adopted the steer BAIWAIYA system, a motion of the actuator for steering according to actuation of the operating member which imitated the steering wheel is delivered that a rudder angle changes to the wheel, without connecting the operating member with a wheel mechanically. In the car which adopted such a steer BAIWAIYA system, the target yaw rate according to the control input of the operating member is calculated, and controlling the actuator for steering in agreement with a yaw rate with the actual target yaw rate is proposed so that car behavior may be stable. Furthermore, when coefficient of friction between a road surface and a wheel falls by road surface freezing etc., in order to prevent car behavior becoming unstable, controlling the damping force and driving force of a car is also proposed so that the deflection of the target yaw rate and detection yaw rate which were calculated according to the control input and the vehicle speed of the operating member may be lost.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] When coefficient of friction between a road surface and a wheel falls, there is a possibility that it will be in the saturation state to which the yaw rate of a car does not reach a target yaw rate, and a rudder angle may emit and car behavior may become unstable. Furthermore, when control of the actuator for steering and control of damping force or driving force interfere, there is a problem that car behavior cannot be stabilized.

[0004] This invention aims at offering the power steering system for cars which can solve the above-mentioned problem.

[0005]

[Means for Solving the Problem] Without connecting the operating member with an operating member and the actuator for steering driven by actuation of the operating member mechanically at a wheel, the power steering system for cars of this invention so that a rudder angle may change according to a motion of the actuator for steering A means to transmit the motion to a wheel, and a means to detect the control input of the operating member, A means to detect the vehicle speed, a means to detect the lateral acceleration of a car, and a means to detect the yaw rate of a car, A means to calculate the 1st rudder angle set point according to the control input and vehicle speed which were detected based on the relation memorized between the control input, vehicle speed, and 1st rudder angle set point, A means to calculate the 1st target yaw rate according to the calculated 1st rudder angle set point and the detected vehicle speed based on the relation memorized between the 1st rudder angle set point and vehicle speed, and the 1st target yaw rate, A means to calculate the 2nd target yaw rate according to the lateral acceleration and vehicle speed which were detected based on the relation memorized between the lateral acceleration and vehicle speed, and the 2nd target yaw rate, A means to compare the absolute value of the 1st target yaw rate and absolute value of the 2nd target yaw rate which were calculated, A means to calculate based on the relation the 2nd rudder angle set point according to the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value and the detected yaw rate was memorized between [whose] the deflection and 2nd rudder angle set point in the 1st target yaw rate and the 2nd target yaw rate. Said rudder angle is characterized by having a means to control said actuator for steering so that it may correspond to the target rudder angle which is the sum of the 1st rudder angle set point and 2nd rudder angle set point which were calculated. Even if it operates an operating member, when the yaw rate of a car does not change with the falls of coefficient of friction between a road surface and a wheel according to the configuration of this invention, the 1st target yaw rate corresponding to the control input and the vehicle speed of an operating member becomes larger than the 2nd target yaw rate corresponding to the lateral acceleration and the vehicle speed which were detected. In this case, the 2nd rudder angle set point calculates according to the deflection of that 1st target yaw rate and the yaw rate detected with the 2nd target yaw rate with a smaller absolute value in the 2nd target yaw rate. That is, the 2nd rudder angle set point becomes a thing reflecting actual car behavior. Therefore, by making the sum with the 1st rudder angle set point according to the 2nd rudder angle set point, and the control input and the vehicle speed of an operating member into a target rudder angle, emission of a rudder angle can be prevented and stabilization of car behavior can be attained. Moreover, when there is no fall of coefficient of friction between such road surfaces and wheels and the 1st target yaw rate becomes smaller than the 2nd target yaw rate, since it calculates according to the deflection of the 1st target yaw rate and the detected yaw rate, the 2nd rudder angle set point becomes a thing reflecting the control input and the vehicle speed of an operating member by the driver. Therefore, according to the control input and the vehicle speed of an operating member, car behavior can be changed the optimal by making the sum with the 1st rudder angle set point according to the 2nd rudder angle set point, and the control input and the vehicle speed of an operating member into a target rudder angle.

[0006] It is desirable to have a means to control either [at least] the damping force of a wheel or the driving force of a wheel, in said 1st target yaw rate and the 2nd target yaw rate, so that the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value and the detected yaw rate may be negated. Thereby, either [a rudder angle and / at least / both] the damping force of a car or driving force will be controlled in the 1st target yaw rate and the 2nd target yaw rate to negate the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value, and the detected yaw rate, and they can prevent that each control interferes mutually.

[0007] It is desirable to have a means to control the output of the engine for transit system dynamogenesis of the car so that the deflection of said 1st target yaw rate and the detected yaw rate may be negated. Since the 1st target yaw rate becomes larger than the 2nd target yaw rate when car behavior tends to become unstable by the fall of coefficient of friction between a road surface and a wheel, the deflection of

the 1st target yaw rate and the detected yaw rate becomes larger than the deflection of the 2nd target yaw rate and the detected yaw rate. By controlling engine power so that the big deflection is negated, the amount of control of the engine power becomes large. Thereby, when coefficient of friction between a road surface and a wheel falls, the amount of control of engine power can be enlarged and stabilization of car behavior can be attained.

[0008]

[Embodiment of the Invention] The power steering system for cars shown in drawing 1 delivers a motion of the actuator M for steering driven according to rotation actuation of a steering wheel (operating member) 1 that a rudder angle changes with steering gear 3 to the anterior part right-and-left wheel 4, without connecting the steering wheel 1 with a wheel 4 mechanically.

[0009] Electric motors, such as a well-known brushless motor, can constitute the actuator M for steering, for example. The steering gear 3 have the movement translator which changes rotation of the power shaft of the actuator M for steering into the rectilinear motion of the steering rod 7. A motion of the steering rod 7 is transmitted to a wheel 4 through a tie rod 8 and a steering knuckle arm 9. If these steering gear 3 can use a well-known thing and a rudder angle can be changed by motion of the actuator M for steering, they can constitute a configuration by what has the nut in which is not limited, for example, a rotation drive is carried out by the power shaft of the actuator M for steering, and the screw shaft united with the steering rod 7 while screwing in that nut. In addition, in the condition that the actuator M for steering is not driving, the wheel alignment is set up so that a wheel 4 can return to a rectilinear-propagation steering location by the self-aligning torque.

[0010] The steering wheel 1 is connected with the rotation shaft 10 supported by the car-body side pivotable. In order to make the actuation reaction force taken to operate the steering wheel 1 act, the reaction force actuator R which adds torque to the rotation shaft 10 is formed. Electric motors, such as a brushless motor which has the rotation shaft 10 and the power shaft of one, can constitute the reaction force actuator R.

[0011] The elastic member 30 which gives the elasticity of a direction which returns the steering wheel 1 to a rectilinear-propagation steering location is formed. The spiral spring which gives elasticity to the rotation shaft 10 can constitute this elastic member 30. When the above-mentioned reaction force actuator R has not added torque to the rotation shaft 10, a steering wheel 1 returns to a rectilinear-propagation steering location by the elasticity.

[0012] The angle sensor 11 which detects the actuation angle corresponding to the angle of rotation of the rotation shaft 10 as a control input of the steering wheel 1 is formed. The torque sensor 12 which detects the torque transmitted by the rotation shaft 10 as actuation torque of the steering wheel 1 is formed.

[0013] As a rudder angle of a car, the rudder angle sensor 13 which detects the travel of the steering rod 7 is formed. A potentiometer can constitute the rudder angle sensor 13.

[0014] The angle sensor 11, torque sensor 12, and rudder angle sensor 13 are connected to the steering system control unit 20 constituted by computer. The lateral acceleration sensor 15 which detects the lateral acceleration of a car, the yaw rate sensor 16 which detects the yaw rate of a car, and the rate sensor 14 which detects the vehicle speed are connected to the control unit 20. The control device 20 controls the above-mentioned actuator M for steering, and the reaction force actuator R through the drive circuits 22 and 23.

[0015] The braking system for braking the front and rear, right and left wheel 4 of a car is formed. The braking system generates the oil pressure for braking according to the treading strength of a brake pedal 51 by the master cylinder 52. The oil pressure for braking is distributed to the brake gear 54 of each wheel 4 while it is amplified by oil pressure control unit B for braking, and each brake gear 54 makes damping force act on each wheel 4. The oil pressure control unit B for braking is connected to the transit system control unit 60 constituted by computer. this transit system control unit 60 -- the steering system control unit 20 and each wheel 4 -- the braking pressure sensor 61 which detects each oil pressure for braking according to an individual, and each wheel 4 -- the wheel speed sensor 62 which detects each rotational speed according to an individual is connected. This transit system control unit 60 controls oil pressure control unit B for braking to be able to distribute according to the feedback value by the rotational speed and the braking pressure sensor 61 of each wheel 4 which are detected by that wheel speed sensor 62, while amplifying the oil pressure for braking. thereby -- the front and rear, right and left wheel 4 -- it is supposed that it is possible to control each damping force according to an individual. The oil pressure control unit B for braking is made possible [generating the oil pressure for braking with the pump built in with the oil pressure indication signal for braking from the transit system control unit 60] even when actuation of a brake pedal 51 is not made.

[0016] The actuator E for a throttle-valve drive of the engine for transit system dynamogenesis of a car is connected to the transit system control device 60. The actuator E is made possible [controlling the engine power by driving with the signal from the transit system control device 60, and changing the opening of a throttle valve].

[0017] Drawing 2 shows the control-block Fig. of the above-mentioned power steering system. The notation in the control-block Fig. is as follows.

deltah: Actuation angle delta: Rudder angle delta* : Target rudder angle deltaa* : 1st rudder angle set point deltagamma* : The rudder-angle [2nd] set point beta: Angle-of-sideslip T:actuation torque T* of a car 100 : Target actuation torque gamma: Yaw rate gamma1* : 1st target yaw rate gamma2* : 2nd target yaw rate Gy:lateral acceleration V:vehicle speed omega : [Wheel speed im*] : Target drive current ie* of the actuator M for steering : Target drive current ih* of the actuator E for a throttle-valve drive : The target drive currents delta P1, delta P2, delta P3, and delta P4 of the reaction-force actuator R: Oil pressure for directions braking [0018] Moreover, K1 is 1st rudder angle set point deltaa* to actuation angle deltah. 1st rudder angle set point [from actuation angle deltah which is gain and was detected with the relation between deltaa*=K1 and deltah] deltaa* It calculates. The K1 shall be small according to the increment in the vehicle speed, as it considers as the function of the vehicle speed V, for example, the ratio of the yaw rate of the car 100 to actuation angle deltah is not concerned with the vehicle speed, but serves as abbreviation regularity, and shown in drawing 3 . That is, a control unit 20 is its actuation angle deltah, and the vehicle speed V and 1st rudder angle set point deltaa* . 1st rudder angle set point deltaa* according to actuation angle deltah and the vehicle speed V of a between which memorized the gain K1 showing the relation defined beforehand, and were detected based on the relation It calculates.

[0019] K2 is target actuation torque T* to actuation angle deltah. Target actuation torque [from actuation angle deltah which is gain and was detected with the relation between T* =K2 and deltah] T* It calculates. That is, a control unit 20 is the target actuation torque T* . The gain K2 showing the relation as which it was beforehand determined between actuation angle deltah is memorized, and it is based on the relation and detected actuation angle deltah, and is target actuation torque T* . It calculates. The K2 is adjusted so that optimal control can be performed. In addition, it replaces with actuation angle deltah, the actuation torque T is used, and it is target actuation torque T* . Relation with the actuation torque T is defined beforehand, and is memorized, and it is target actuation torque T* from the relation and

actuation torque T. You may make it calculate.

[0020] K3 -- 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ Receiving 1st target yaw rate γ_1^* gain -- it is -- $\gamma_1^* = K3$ and $\Delta\alpha^*$ 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ by which the operation was carried out [above-mentioned] with relation from -- 1st target yaw rate γ_1^* It calculates. With this operation gestalt, the K3 is made into the stationary gain of the yaw rate to a rudder angle, and is made into $K3 = V / (1 + SF - V2) L$. SF is a stability factor, L is a wheel base, and it is the value of a proper here at a car 100, respectively. That is, a control unit 20 is the 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$. 1st target yaw rate γ_1^* 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ which memorized the gain K3 showing the relation as which it was beforehand determined between the vehicle speed V, and was calculated based on the relation 1st target yaw rate γ_1^* according to the detected vehicle speed V It calculates.

[0021] K4 is 2nd target yaw rate γ_2^* to lateral acceleration Gy. 2nd target yaw rate γ_2^* from lateral acceleration Gy which is gain and was detected with relation between $\gamma_2^* = K4$ and Gy * It calculates. Since the relation with the yaw rate gamma which acts in the lateral acceleration Gy which acts in the direction shown in the car 100 which circles with the vehicle speed V in the direction shown by the arrow head 40 in drawing 4 by the arrow head 41, and the direction shown by the arrow head 42 is $\gamma = Gy/V$ when it considers that a car 100 is in a stationary circle revolution condition, it is set to $K4 = 1/V$ with this operation gestalt. That is, a control unit 20 is the 2nd target yaw rate γ_2^* . 2nd target yaw rate γ_2^* according to the lateral acceleration Gy and the vehicle speed V between lateral acceleration Gy and the vehicle speed V which memorized the gain K4 showing the relation defined beforehand, and were detected based on the relation It calculates.

[0022] A control unit 20 is the calculated 1st target yaw rate γ_1^* . An absolute value and 2nd target yaw rate γ_2^* An absolute value is compared and it is the 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* The deflection of the target yaw rate min with a smaller absolute value (γ_1^* and γ_2^*) and the detected yaw rate gamma is calculated in inside.

[0023] G1 is 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ to the deflection of the min (γ_1^* and γ_2^*) and yaw rate gamma. It is a transfer function. 2nd rudder angle set point [from the relation of $\Delta\alpha^* = G1 - \{\min(\gamma_1^* \text{ and } \gamma_2^*) - \gamma\}$], and the calculated deflection $\{\min(\gamma_1^* \text{ and } \gamma_2^*) - \gamma\}$] $\Delta\alpha^*$ It asks. The transfer function G1 becomes $G1 = Ka[1 + 1/(Ta - s)]$ by setting a time constant to Ta about gain, setting Ka and the Laplacian operator as s, when performing PI control. The Gain Ka and time constant Ta are adjusted so that optimal control can be performed. That is, a control unit 20 is the deflection $\{\min(\gamma_1^* \text{ and } \gamma_2^*) - \gamma\}$ and 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$. 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ according to the deflection $\{\min(\gamma_1^* \text{ and } \gamma_2^*) - \gamma\}$ which memorized the transfer function G1 showing the relation at which between was appointed beforehand, and was calculated based on the relation It calculates.

[0024] 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ in which G2 carried out [above-mentioned] the operation 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ Target rudder angle $\Delta\alpha^*$ which is the sum from -- target drive current i_m^* of the actuator M for steering to the deflection which deducted the detected rudder angle $\Delta\alpha$ It is a transfer function. Namely, relation of $i_m^* = G2 - (\Delta\alpha^* - \Delta\alpha)$ and calculated 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ and target drive current i_m^* [from the detected rudder angle $\Delta\alpha$] * It asks. The transfer function G2 becomes $G2 = Kb[1 + 1/(Tb - s)]$ by setting a time constant to Tb about gain, setting Kb and the Laplacian operator as s, when performing PI control. The Gain Kb and time constant Tb are adjusted so that optimal control can be performed. namely, the control unit 20 -- 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ Target rudder angle $\Delta\alpha^*$ which is the sum from -- the deflection and target drive current i_m^* which deducted the detected rudder angle $\Delta\alpha$ Memorize the transfer function G2 showing the relation at which between was appointed beforehand, and it is based on the relation. Calculated 1st rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ and 2nd rudder angle set point $\Delta\alpha^*$ It is based on the detected rudder angle $\Delta\alpha$, and is target drive current i_m^* . It calculates. The target drive current i_m^* It responds and Actuator M drives. Thereby, the rudder angle $\Delta\alpha$ is target rudder angle $\Delta\alpha^*$. The actuator M for steering is controlled to correspond.

[0025] target actuation torque T* in which G3 carried out [above-mentioned] the operation from -- target drive current i_h^* of the reaction force actuator R to the deflection which deducted the detected actuation torque T It is a transfer function. Namely, relation of $i_h^* = G3 - (T^* - T)$, and calculated target actuation torque T* and target drive current i_h^* [from the detected actuation torque T] * It asks. The transfer function G3 becomes $G3 = Kc[1 + 1/(Tc - s)]$ by setting a time constant to Tc about gain, setting Kc and the Laplacian operator as s, when performing PI control. The Gain Kc and time constant Tc are adjusted so that optimal control can be performed. namely, a control unit 20 - target actuation torque T* from -- the deflection and target drive current i_h^* which deducted the detected actuation torque T Target actuation torque T* which memorized transfer function G3 showing the relation at which between was appointed beforehand, and calculated based on the relation Target drive current i_h^* according to the detected actuation torque T It calculates. The target drive current i_h^* It responds and Actuator R drives.

[0026] 2nd target yaw rate γ_2^* in which G4 carried out [above-mentioned] the operation from -- it is the transfer function of angle-of-sideslip beta of a car to the deflection which deducted the detected yaw rate gamma. Namely, relation of $\beta = G4 - (\gamma_2^* - \gamma)$ and calculated 2nd target yaw rate γ_2^* Angle-of-sideslip beta is called for from the detected yaw rate gamma. In the car 100 with which the oversteer condition sideslipped as shown in (1) of drawing 5, and the car 100 with which the understeer condition sideslipped as shown in (2) of drawing 5 When the angle which the direction shown with the car-body center line shown with the dashed line in alignment with the cross direction of the car 100 and the broken line with which a car 100 runs when there is no sideslip makes is set to angle-of-sideslip [of a car] beta, An approximation target is asked for angle-of-sideslip beta with the time quadrature value of $(Gy/V - \gamma)$, i.e., $\beta = \int (Gy/V - \gamma) dt$. Moreover, since it is $\gamma_2^* = K4$ and $Gy = Gy/V$ as mentioned above, $(\gamma_2^* - \gamma)$ becomes differential value $d\beta/dt$ of angle-of-sideslip beta. Therefore, with this operation gestalt, it may be $G4 = 1/s$, using the Laplacian operator as s so that the integral value of $(\gamma_2^* - \gamma)$ may be set to angle-of-sideslip beta. namely, the control unit 20 -- 2nd target yaw rate γ_2^* from -- 2nd target yaw rate γ_2^* which memorized the transfer function G4 showing the relation as which it was beforehand determined between the deflection and angle-of-sideslip beta which deducted the detected yaw rate gamma, and was calculated based on the relation Angle-of-sideslip beta according to the detected yaw rate gamma is calculated.

[0027] G5 is the transfer function of the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking to the front and rear, right and left wheel 4 to the deflection of min (γ_1^* and γ_2^*) which carried out [above-mentioned] the operation, and the detected yaw rate gamma. Each oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking is called for as deflection with the oil pressure for braking detected by the braking pressure sensor 61. The rate of phase contrast of each oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking is defined according to the wheel speed omega of each detected wheel 4. Based on the relation of $\Delta P = G5 - \{\min(\gamma_1^* \text{ and } \gamma_2^*) - \gamma\}$, the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking is called for from calculated min (γ_1^* and γ_2^*), the detected yaw rate gamma and the oil pressure for braking, and wheel speed

omega. The transfer function G5 can be defined like the case where the braking pressure of a car is controlled to lose the deflection of the conventional target yaw rate and a detection yaw rate. Namely, a control unit 60 memorizes the transfer function G5 showing the relation as which it was beforehand determined between the $\{\min(\gamma_1^*$ and $\gamma_2^*)-\gamma\}$, the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking, the oil pressure for braking, and wheel speed omega. Based on the relation, calculated $\min(\gamma_1^*$ and $\gamma_2^*)$, the detected yaw rate gamma and braking oil pressure, and the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking according to wheel speed omega are calculated. Oil pressure control unit B for braking generates the oil pressure for braking, and each brake gear 54 makes damping force act on each wheel 4 by the seal of approval of the oil pressure indication signal for braking according to the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking being carried out. Thereby, it is 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* . The damping force of the wheel 4 of front and rear, right and left is controllable to negate the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value, and the yaw rate gamma in inside. Furthermore, a control unit 60 judges the sideslip direction of a car 100 from the sign of angle-of-sideslip beta by which the operation was carried out [above-mentioned], and judges whether the sideslip is promoted based on the decision with the damping force which acts based on the calculated oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking. For example, when the damping force of a right-hand side order wheel is larger than the damping force of a left-hand side order wheel, in order that a car 100 may rotate clockwise, a sideslip is promoted when the sideslip direction is the right. When a sideslip is promoted such, as the behavior of a car 100 does not become unstable, a control unit 60 does not output the oil pressure indication signal for braking.

[0028] G6 is 1st target yaw rate γ_1^* which carried out [above-mentioned] the operation. Target drive current i_e^* of the actuator E for a throttle-valve drive to deflection with the detected yaw rate gamma It is a transfer function. Namely, relation of $i_e^* = G6 - (\gamma_1^* - \gamma)$ and calculated 1st target yaw rate γ_1^* . Target drive current i_e^* from the detected yaw rate gamma] * It asks. The transfer function G6 becomes $G6 = K_e[1 + 1/(T_e \cdot s)]$ by setting a time constant to T_e about gain, setting K_e and the Laplacian operator as s, when performing PI control. The Gain K_e and time constant T_e are adjusted so that optimal control can be performed. That is, a control unit 60 is the deflection $(\gamma_1^* - \gamma)$ and target drive current i_e^* . 1st target yaw rate γ_1^* which memorized the transfer function G6 showing the relation at which between was appointed beforehand, and was calculated based on the relation Target drive current i_e^* according to deflection with the detected yaw rate gamma It calculates. The target drive current i_e^* . The actuator E for a throttle-valve drive drives with the embraced signal. Thereby, it is the 1st target yaw rate γ_1^* . The output of the engine for transit system dynamogenesis of a car 100 is controlled to negate deflection with the yaw rate gamma.

[0029] With reference to the flow chart of drawing 6 and drawing 7, the control procedure of the above-mentioned power steering system is explained. First, each sensors 11-16, actuation angle deltah by 61 and 62, the actuation torque T, the rudder angle delta, lateral acceleration Gy, the yaw rate gamma, the vehicle speed V, the oil pressure for braking, and the detection data of wheel speed omega are read (step 1). next, target actuation torque T^* called for based on gain K2 according to actuation angle deltah from -- the deflection which deducted the actuation torque T becomes zero -- as -- transfer function G3 -- being based -- target drive current i_h^* of the reaction force actuator R It asks (step 2). The target drive current i_h^* . The reaction force actuator R drives by being impressed. Next, according to actuation angle deltah and the vehicle speed V, it is based on gain K1, and is 1st rudder angle set point $\Delta\theta_a^*$. It asks (step 3). The 1st rudder angle set point $\Delta\theta_a^*$. According to the vehicle speed V, it is based on gain K3, and is 1st target yaw rate γ_1^* . It calculates. According to lateral acceleration Gy and the vehicle speed V, it is based on gain K4, and is 2nd target yaw rate γ_2^* . It calculates (step 4). The 1st target yaw rate γ_1^* . An absolute value and 2nd target yaw rate γ_2^* . An absolute value is compared and the desired value min of the yaw rate of the smaller one of it $(\gamma_1^*$ and $\gamma_2^*)$ and deflection with the yaw rate gamma calculate (step 5). It responds to the deflection and transfer function G1, and is 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. It calculates (step 6). the 1st rudder angle set point $\Delta\theta_a^*$. 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. Target rudder angle $\Delta\theta^*$ called for from the sum from -- the deflection which deducted the rudder angle delta becomes zero -- as -- a transfer function G2 -- being based -- target drive current i_m^* of the actuator M for steering It asks (step 7). The target drive current i_m^* . It is controlled so that the actuator M for steering produces rudder angle change by being impressed. next, the 2nd target yaw rate γ_2^* . According to the deflection which deducted the yaw rate gamma, angle-of-sideslip beta calculates based on a transfer function G4 (step 8). from -- According to Above $\min(\gamma_1^*$ and $\gamma_2^*)$, deflection with the yaw rate gamma, and wheel speed omega and the oil pressure for braking, the oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking is called for based on a transfer function G5 (step 9). It is judged whether the sideslip direction of the car 100 of the direction judged from the sign of the calculated angle-of-sideslip beta is promoted by the damping force which acts based on the calculated oil pressure ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , and ΔP_4 for directions braking (step 10). When the sideslip is not promoted, oil pressure control unit B for braking controls damping force by the seal of approval of the oil pressure indication signal for braking according to the oil pressure ΔP for directions braking being carried out so that car behavior is stable with damping force change (step 11). When the sideslip is promoted, the oil pressure indication signal for braking is not outputted. next, the 1st target yaw rate γ_1^* from -- the deflection which deducted the yaw rate gamma -- responding -- a transfer function G6 -- being based -- target drive current i_e^* of the actuator E for a throttle-valve drive It asks (step 12). The target drive current i_e^* . By being impressed, the actuator E for a throttle-valve drive changes the opening of a throttle valve so that car behavior may be stable with engine power change. Next, it judges whether control is ended or not (step 13), and when not ending, it returns to step 1. The key switch for starting of a car can judge the termination decision by whether it is ON.

[0030] Actuation angle deltah and 1st target yaw rate γ_1^* corresponding to the vehicle speed V even if it operates a steering wheel 1, when the yaw rate gamma does not change with the falls of coefficient of friction between a road surface and a wheel 4 according to the above-mentioned operation gestalt 2nd target yaw rate γ_2^* corresponding to the lateral acceleration Gy and the vehicle speed V which were detected It becomes large. In this case, that 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* . It is 2nd target yaw rate γ_2^* with a smaller absolute value in inside. It responds to deflection with the detection yaw rate gamma, and is 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. It calculates. Namely, the 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. It becomes a thing reflecting actual car behavior. therefore, the 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. 1st rudder angle set point $\Delta\theta_a^*$ according to actuation angle deltah and the vehicle speed V which were detected the sum -- target rudder angle $\Delta\theta^*$ -- by carrying out, emission of a rudder angle can be prevented and stabilization of car behavior can be attained. Moreover, there is no fall of coefficient of friction between such road surfaces and wheels 4, and it is 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* . When becoming small, it is 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. 1st target yaw rate γ_1^* . Since it calculates according to deflection with the detected yaw rate gamma, it becomes actuation angle deltah and a thing reflecting the vehicle speed V. therefore, the 2nd rudder angle set point $\Delta\theta_{\gamma}^*$. 1st rudder angle set point $\Delta\theta_a^*$ according to actuation angle deltah and the vehicle speed V which were detected the sum -- target rudder angle $\Delta\theta^*$ -- by carrying out,

car behavior can be changed the optimal according to the actuation angle δ and vehicle speed V . Moreover, both the damping force of a rudder angle and a car is 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* . Since it is controlled to negate the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value, and the detected yaw rate γ in inside, it can prevent that each control interferes mutually. Furthermore, when car behavior tends to become unstable by the fall of coefficient of friction between a road surface and a wheel 4, it is 1st target yaw rate γ_1^* . 2nd target yaw rate γ_2^* . Since it becomes large, it is the 1st target yaw rate γ_1^* . The deflection with the detection yaw rate γ is 2nd target yaw rate γ_2^* . It becomes larger than deflection with the detection yaw rate γ . By driving the actuator E for a throttle-valve drive, and controlling engine power so that the big deflection is negated, the amount of control of the engine power becomes large. Thereby, when coefficient of friction between a road surface and a wheel 4 falls, the amount of control of engine power can be enlarged and stabilization of car behavior can be attained.

[0031] This invention is limited to neither the above-mentioned operation gestalt nor each modification. For example, it shall replace with actuation angle δ , the actuation torque T shall correspond to a control input, and it is 1st rudder angle set point δ_a^* . 1st rudder angle set point δ_a^* define beforehand the relation between the detection actuation torque T and the vehicle speed V , memorize it, and corresponding to the detection actuation torque T and the vehicle speed V based on the relation You may make it calculate. Moreover, 1st target yaw rate γ_1^* 2nd target yaw rate γ_2^* . The driving force of not only the damping force of a wheel but a wheel may be controlled, or it replaces with damping force and you may make it control the driving force of a wheel to negate the deflection of a target yaw rate with a smaller absolute value, and the detected yaw rate γ in inside. Moreover, it may replace with the above electric actuators as an actuator M for steering, an actuator may be used, the oil pressure which drives that actuator in this case is generated by oil pressure control unit B for braking, by sharing the oil pressure for braking and the generation source of a wheel 4, the system of the whole car is simplified, it improves and energy efficiency is made to a practical car attitude control system.

[0032]

[Effect of the Invention] When coefficient of friction between a road surface and a wheel falls in the car which adopted the steer BAIWAIYA system according to this invention, the actuator for steering can be controlled for a rudder angle not to emit and not to interfere with control of the damping force of a wheel, and driving force, and the power steering system for cars which can attain stabilization of car behavior effectively by controlling the output of the engine for transit system dynamogenesis further can be offered.

[0033]

[An indication of other techniques] In the car with which the steering wheel and the wheel were connected mechanically, even if the crew of a passenger seat or a backseat had noticed the delay of actuation of a steering wheel and the mistake by the driver, actuation of a steering wheel had to be left to the driver and was not able to prevent accident etc. Moreover, although actuation of the steering wheel at the time of go-astern was difficult for the unripe driver and it had resulted in often causing a minor collision, the fellow passenger was not able to assist a driver. Then, a motion of the actuator for steering controlled by the control device according to actuation of the steering wheel by the crew of a driver's seat In the car which adopted the steer BAIWAIYA system delivered that a rudder angle changes according to the motion to a wheel, without connecting the steering wheel with a wheel mechanically Apart from the steering wheel, an operational auxiliary steering wheel is formed by the crew of a passenger seat or a backseat, and it is possible to make the actuator for steering controllable with a control unit according to actuation of the auxiliary steering wheel. in this case, connect the switch for choosing to any in actuation of a steering wheel and actuation of an auxiliary steering wheel priority is given to that control unit, or Or the function to judge the urgency of steering based on operating speed, actuation torque, etc. of a steering wheel and an auxiliary steering wheel is given. It is desirable when making it drive the actuator for steering according to actuation of the side chosen by the switch actuation or actuation of a side with high urgency offers a practical car attitude control system.

[0034] Controlling rolling and pitching by carrying an active suspension system in a car conventionally, and improving the stability at the time of transit is performed. However, since the active suspension system is expensive, it is carried only in the luxury car. By the RV where the car which does not carry such an active suspension system, especially a car height are large and where a center of gravity location is high, the inclination to the centrifugal direction of the car body under transit of a winding load etc. becomes large, the grip force of a tire declines, the stability at the time of transit falls, and there is a problem of be hard come to operate in order that a driver may also incline in the centrifugal direction. Then, a motion of the actuator for steering controlled by the control device according to actuation of a steering wheel The steer BAIWAIYA system delivered that a rudder angle changes according to the motion to a wheel, without connecting the steering wheel with a wheel mechanically, With the hydraulic pumping unit for braking controlled by the control unit according to actuation of a brake pedal With the brake BAIWAIYA system made to generate the oil pressure for braking of a wheel, and the engine controlled by the control device according to actuation of an accelerator pedal, without making piping connection of the brake pedal at the hydraulic pumping unit for braking In the car which adopted the accelerator BAIWAIYA system made to generate the output for a drive of a wheel, without connecting the accelerator pedal to an engine mechanically As opposed to the chassis 102 by which the actuator for steering, the hydraulic pumping unit for braking, and an engine are arranged for the body 101 with which a steering wheel H, a brake pedal, and an accelerator pedal are arranged as shown in drawing 8 It constitutes so that roll rotation may be attained through a guide rail 103, and a center of gravity G is arranged to the body 101 side. even if the body 101 rolls by this -- a wheel 104 -- since it is alike, respectively, and the load which acts can hardly change, the grip force fall of a tire can be prevented and the inclination to the centrifugal direction of a driver can be prevented, the car which is easy to operate while being able to improve the stability at the time of transit by the easy and cheap configuration can be offered.

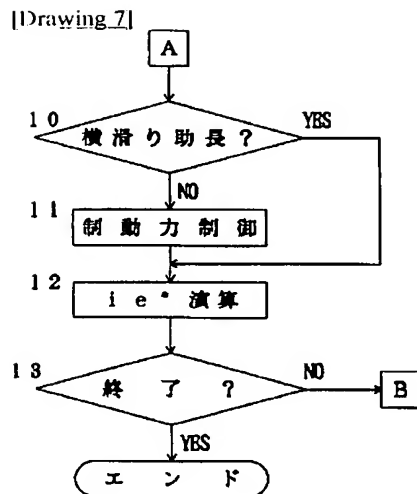
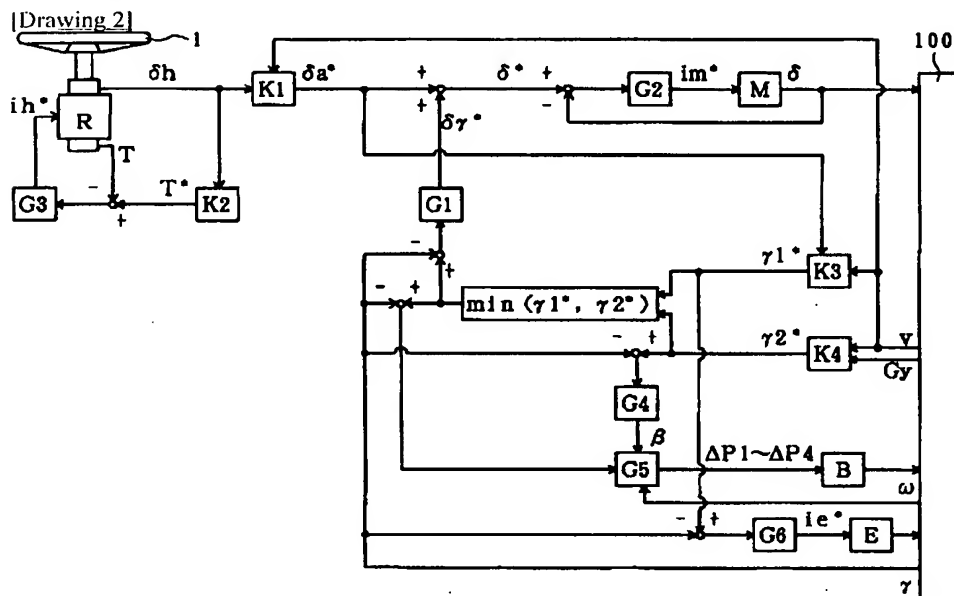
[Translation done.]

* NOTICES *

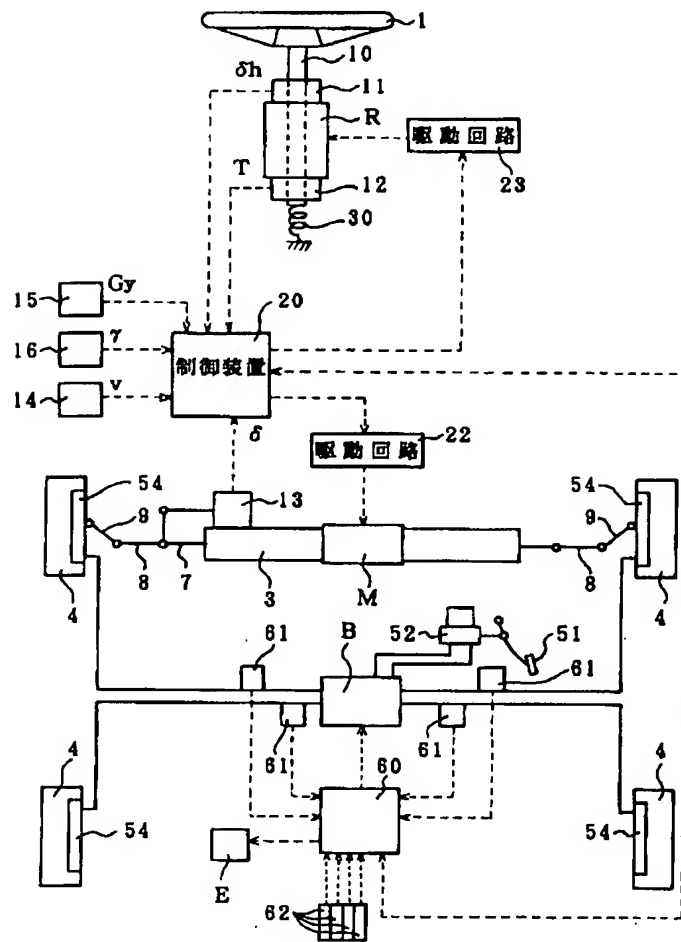
JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

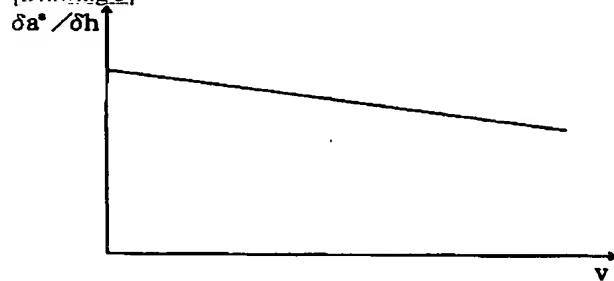
DRAWINGS



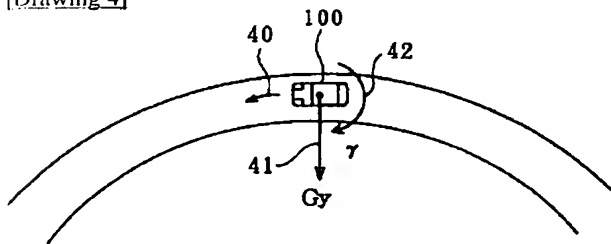
[Drawing 1]



[Drawing 3]

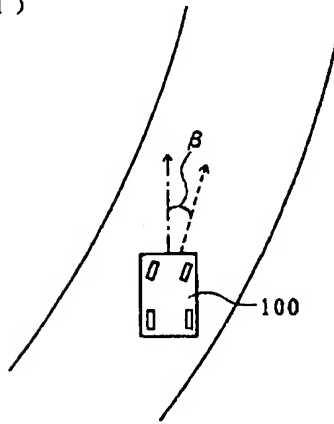


[Drawing 4]

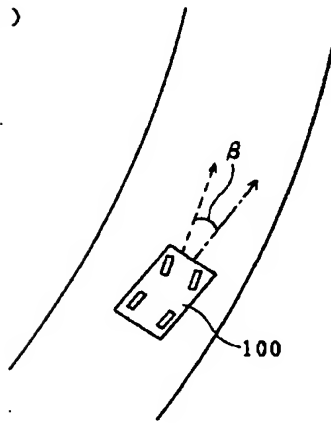


[Drawing 5]

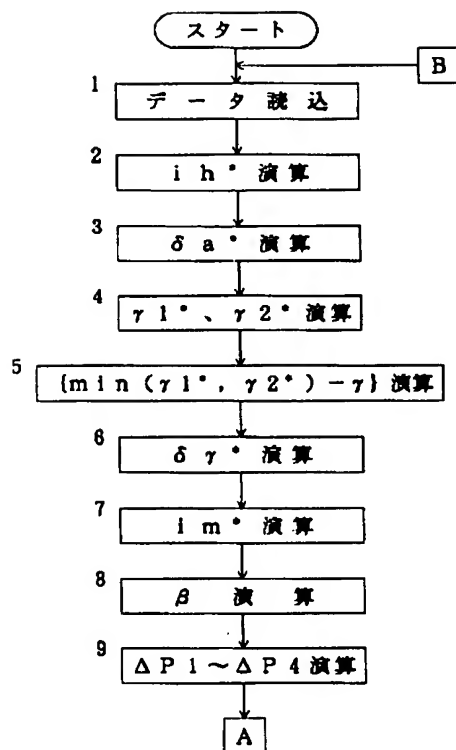
(1)



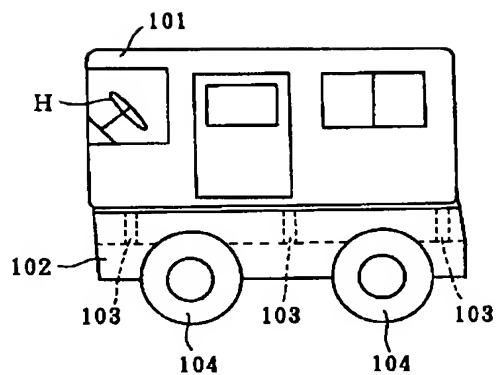
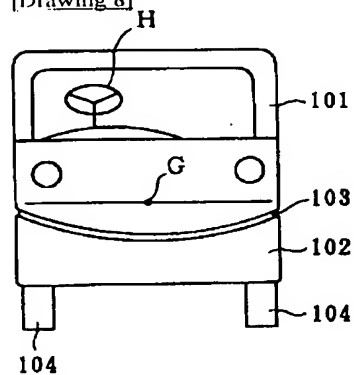
(2)



[Drawing 6]



[Drawing 8]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-219862
(P2001-219862A)

(43) 公開日 平成13年 8月14日 (2001.8.14)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
B 6 2 D 6/00		B 6 2 D 6/00	3 D 0 3 2
5/04		5/04	3 D 0 3 3
// B 6 2 D 101:00		101:00	
109:00		109:00	
111:00		111:00	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-30679(P2000-30679)

(22) 出願日 平成12年 2月 8日 (2000. 2. 8)

(71) 出願人 000001247
光洋精工株式会社
大阪府大阪市中央区南船場 3丁目 5番 8号
(71) 出願人 599111172
住友電工ブレーキシステムズ株式会社
三重県久居市新家町530番地の 1
(72) 発明者 西崎 勝利
大阪府大阪市中央区南船場 3丁目 5番 8号
光洋精工株式会社内
(74) 代理人 100095429
弁理士 根本 進

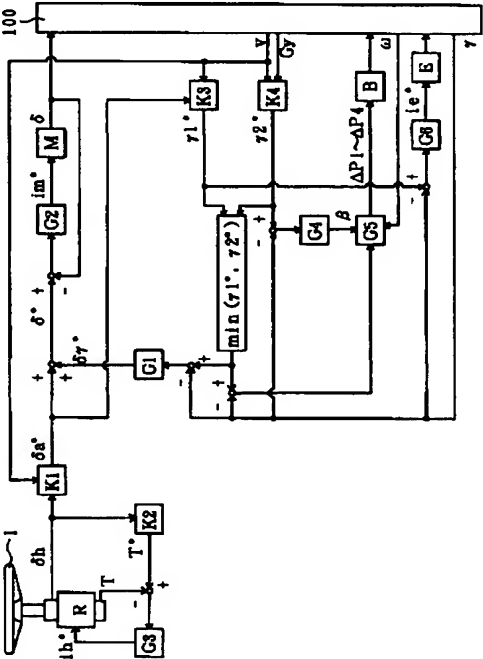
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用操舵装置

(57) 【要約】

【課題】 ステアバイワイヤシステムを採用した車両において、路面と車輪との間の摩擦係数が低下した場合に、舵角が発散するのを防止できる車両用操舵装置を提供できる。

【解決手段】 操作部材 1 の操作により駆動される操舵用アクチュエータ M の動きを、操作部材 1 を車輪に機械的に連結することなく舵角 δ が変化するように、車輪に伝達する。検出した操作量 δh と車速 V とに応じた第 1 舵角設定値 δa^* と検出した車速 V とに応じて第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ を演算し、検出した横加速度 G_y と車速 V とに応じた第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ を演算する。第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレート γ との偏差に応じた第 2 舵角設定値 $\delta \gamma^*$ を演算する。第 1 舵角設定値 δa^* と第 2 舵角設定値 $\delta \gamma^*$ との和である目標舵角 δ^* に舵角 δ が対応するように操舵用アクチュエータ M を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】操作部材と、その操作部材の操作により駆動される操舵用アクチュエータと、その操作部材を車輪に機械的に連結することなく、その操舵用アクチュエータの動きに応じて舵角が変化するように、その動きを車輪に伝達する手段と、その操作部材の操作量を検出する手段と、車速を検出する手段と、車両の横加速度を検出する手段と、車両のヨーレートを検出する手段と、その検出した操作量と車速とに応じた第1舵角設定値を、その操作量と車速と第1舵角設定値との間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その演算した第1舵角設定値と検出した車速とに応じた第1目標ヨーレートを、その第1舵角設定値と車速と第1目標ヨーレートとの間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その検出した横加速度と車速とに応じた第2目標ヨーレートを、その横加速度と車速と第2目標ヨーレートとの間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その演算した第1目標ヨーレートの絶対値と第2目標ヨーレートの絶対値とを比較する手段と、その第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差に応じた第2舵角設定値を、その偏差と第2舵角設定値との間の記憶した関係に基づき演算する手段と、前記舵角が、その演算した第1舵角設定値と第2舵角設定値との和である目標舵角に対応するように、前記操舵用アクチュエータを制御する手段とを備える車両用操舵装置。

【請求項2】前記第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差を打ち消すように、車輪の制動力および車輪の駆動力の中の少なくとも一方を制御する手段を備える請求項1に記載の車両用操舵装置。

【請求項3】前記第1目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差を打ち消すように、その車両の走行系動力発生用エンジンの出力を制御する手段を備える請求項1または2に記載の車両用操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、いわゆるステアバイワイヤシステムを採用した車両用操舵装置に関する。

【0002】

【従来の技術】ステアバイワイヤシステムを採用した車両用操舵装置においては、ステアリングホイールを模した操作部材の操作に応じた操舵用アクチュエータの動きを、その操作部材を車輪に機械的に連結することなく、舵角が変化するようにその車輪に伝達する。そのようなステアバイワイヤシステムを採用した車両において、車両挙動が安定化するように、その操作部材の操作量に応じた目標ヨーレートを演算し、その目標ヨーレートが実際のヨーレートに一致するように操舵用アクチュエータを制御することが提案されている。さらに、路面凍結等

により路面と車輪との間の摩擦係数が低下したような場合に、車両挙動が不安定になるのを防ぐため、その操作部材の操作量や車速に応じて演算された目標ヨーレートと検出ヨーレートとの偏差をなくすように、車両の制動力や駆動力を制御することも提案されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】路面と車輪との間の摩擦係数が低下したような場合、車両のヨーレートが目標ヨーレートに達することのない飽和状態になり、舵角が発散して車両挙動が不安定になるおそれがある。さらに、操舵用アクチュエータの制御と、制動力や駆動力の制御とが干渉すると、車両挙動を安定化することができないという問題がある。

【0004】本発明は、上記問題を解決することのできる車両用操舵装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明の車両用操舵装置は、操作部材と、その操作部材の操作により駆動される操舵用アクチュエータと、その操作部材を車輪に機械的に連結することなく、その操舵用アクチュエータの動きに応じて舵角が変化するように、その動きを車輪に伝達する手段と、その操作部材の操作量を検出する手段と、車速を検出する手段と、車両の横加速度を検出する手段と、車両のヨーレートを検出する手段と、その検出した操作量と車速とに応じた第1舵角設定値を、その操作量と車速と第1舵角設定値との間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その演算した第1舵角設定値と検出した車速とに応じた第1目標ヨーレートを、その第1舵角設定値と車速と第1目標ヨーレートとの間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その検出した横加速度と車速と第2目標ヨーレートとの間の記憶した関係に基づき演算する手段と、その演算した第1目標ヨーレートの絶対値と第2目標ヨーレートの絶対値とを比較する手段と、その第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差に応じた第2舵角設定値を、その偏差と第2舵角設定値との間の記憶した関係に基づき演算する手段と、前記舵角が、その演算した第1舵角設定値と第2舵角設定値との和である目標舵角に対応するように、前記操舵用アクチュエータを制御する手段とを備えることを特徴とする。本発明の構成によれば、操作部材を操作しても路面と車輪との間の摩擦係数の低下により車両のヨーレートが変化しない場合、操作部材の操作量と車速に対応する第1目標ヨーレートは、検出した横加速度と車速とに対応する第2目標ヨーレートよりも大きくなる。この場合、その第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の第2目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差に応じて第2舵角設定値が演算される。すなわち、その第2舵角設定値は、実際の

車両挙動を反映したものとなる。よって、その第2舵角設定値と、操作部材の操作量と車速とに応じた第1舵角設定値との和を目標舵角とすることで、舵角の発散を防止して車両挙動の安定化を図ることができる。また、そのような路面と車輪との間の摩擦係数の低下がなく、第1目標ヨーレートが第2目標ヨーレートよりも小さくなる場合、第2舵角設定値は、第1目標ヨーレートと検出されたヨーレートとの偏差に応じて演算されるので、ドライバーによる操作部材の操作量と車速とを反映したものとなる。よって、その第2舵角設定値と、操作部材の操作量と車速とに応じた第1舵角設定値との和を目標舵角とすることで、操作部材の操作量と車速とに応じて車両挙動を最適に変化させることができる。

【0006】前記第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差を打ち消すように、車輪の制動力および車輪の駆動力の中の少なくとも一方を制御する手段を備えるのが好ましい。これにより、舵角と、車両の制動力および駆動力の中の少なくとも一方とは、共に第1目標ヨーレートと第2目標ヨーレートの中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差を打ち消すように制御されることになり、それぞれの制御が互いに干渉するのを防止できる。

【0007】前記第1目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差を打ち消すように、その車両の走行系動力発生用エンジンの出力を制御する手段を備えるのが好ましい。路面と車輪との間の摩擦係数の低下により車両挙動が不安定になり易い場合、第1目標ヨーレートは第2目標ヨーレートよりも大きくなるので、その第1目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差は、第2目標ヨーレートと検出したヨーレートとの偏差よりも大きくなる。その大きな偏差が打ち消されるようにエンジン出力を制御することで、そのエンジン出力の抑制量は大きくなる。これにより、路面と車輪との間の摩擦係数が低下する場合に、エンジン出力の抑制量を大きくして車両挙動の安定化を図ることができる。

【0008】

【発明の実施の形態】図1に示す車両用操舵装置は、ステアリングホイール（操作部材）1の回転操作に応じて駆動される操舵用アクチュエータMの動きを、そのステアリングホイール1を車輪4に機械的に連結することなく、ステアリングギヤ3により舵角が変化するように前部左右車輪4に伝達する。

【0009】その操舵用アクチュエータMは、例えば公知のブラシレスモータ等の電動モータにより構成できる。そのステアリングギヤ3は、その操舵用アクチュエータMの出力シャフトの回転運動をステアリングロッド7の直線運動に変換する運動変換機構を有する。そのステアリングロッド7の動きは、タイロッド8とナックルアーム9を介して車輪4に伝達される。このステアリン

グギヤ3は公知のものを用いることができ、操舵用アクチュエータMの動きにより舵角を変更できれば構成は限定されず、例えば操舵用アクチュエータMの出力シャフトにより回転駆動されるナットと、そのナットに螺合すると共にステアリングロッド7に一体化されるスクリーシャフトとを有するものにより構成できる。なお、操舵用アクチュエータMが駆動されていない状態では、車輪4がセルフアライニングトルクにより直進操舵位置に復帰できるようにホイールアラインメントが設定されている。

【0010】そのステアリングホイール1は、車体側により回転可能に支持される回転シャフト10に連結されている。そのステアリングホイール1を操作するのに要する操作反力を作用させるため、その回転シャフト10にトルクを付加する反力アクチュエータRが設けられている。その反力アクチュエータRは、例えば回転シャフト10と一体の出力シャフトを有するブラシレスモータ等の電動モータにより構成できる。

【0011】そのステアリングホイール1を直進操舵位置に復帰させる方向の弾力を付与する弾性部材30が設けられている。この弾性部材30は、例えば、回転シャフト10に弾力を付与する渦巻きバネにより構成できる。上記反力アクチュエータRが回転シャフト10にトルクを付加していない時、その弾力によりステアリングホイール1は直進操舵位置に復帰する。

【0012】そのステアリングホイール1の操作量として、その回転シャフト10の回転角に対応する操作角を検出する角度センサ11が設けられている。そのステアリングホイール1の操作トルクとして、その回転シャフト10により伝達されるトルクを検出するトルクセンサ12が設けられている。

【0013】車両の舵角として、そのステアリングロッド7の作動量を検出する舵角センサ13が設けられている。その舵角センサ13はポテンシオメータにより構成できる。

【0014】その角度センサ11とトルクセンサ12と舵角センサ13は、コンピュータにより構成されるステアリング系制御装置20に接続される。その制御装置20に、車両の横加速度を検出する横加速度センサ15と、車両のヨーレートを検出するヨーレートセンサ16と、車速を検出する速度センサ14が接続されている。その制御装置20は、駆動回路22、23を介して上記操舵用アクチュエータMと反力アクチュエータRを制御する。

【0015】車両の前後左右車輪4を制動するための制動システムが設けられている。その制動システムは、ブレーキペダル51の踏力に応じた制動用油圧をマスターシリンダ52により発生させる。その制動用油圧は、制動用油圧制御ユニットBにより増幅されると共に各車輪4のブレーキ装置54に分配され、各ブレーキ装置54

10

20

30

40

50

が各車輪 4 に制動力を作用させる。その制動用油圧制御ユニット B は、コンピューターにより構成される走行系制御装置 60 に接続される。この走行系制御装置 60 に、ステアリング系制御装置 20 と、各車輪 4 それぞれの制動用油圧を個別に検出する制動圧センサ 61 と、各車輪 4 それぞれの回転速度を個別に検出する車輪速センサ 62 が接続される。この走行系制御装置 60 は、その車輪速センサ 62 により検知される各車輪 4 の回転速度と制動圧センサ 61 によるフィードバック値に応じて、制動用油圧を増幅すると共に分配することができるように制動用油圧制御ユニット B を制御する。これにより、前後左右車輪 4 それぞれの制動力を個別に制御することが可能とされている。その制動用油圧制御ユニット B は、ブレーキペダル 51 の操作がなされていない場合でも、走行系制御装置 60 からの制動用油圧指示信号により、内蔵するポンプにより制動用油圧を発生することが可能とされている。

【0016】その走行系制御装置 60 に、車両の走行系動力発生用エンジンのスロットルバルブ駆動用アクチュエータ E が接続されている。そのアクチュエータ E が走行系制御装置 60 からの信号により駆動されてスロットルバルブの開度を変更することで、そのエンジン出力を制御することが可能とされている。

【0017】図 2 は、上記操舵装置の制御ブロック図を示す。その制御ブロック図における記号は以下の通りである。

δh : 操作角

δ : 舵角

δ^* : 目標舵角

δa^* : 第 1 舵角設定値

$\delta \gamma^*$: 第 2 舵角設定値

β : 車両 100 の横滑り角

T : 操作トルク

T^* : 目標操作トルク

γ : ヨーレート

$\gamma 1^*$: 第 1 目標ヨーレート

$\gamma 2^*$: 第 2 目標ヨーレート

Gy : 横加速度

V : 車速

ω : 車輪速

$i m^*$: 操舵用アクチュエータ M の目標駆動電流

$i e^*$: スロットルバルブ駆動用アクチュエータ E の目標駆動電流

$i h^*$: 反力アクチュエータ R の目標駆動電流

$\Delta P 1$ 、 $\Delta P 2$ 、 $\Delta P 3$ 、 $\Delta P 4$: 指示制動用油圧

【0018】また、K1 は操作角 δh に対する第 1 舵角設定値 δa^* のゲインであり、 $\delta a^* = K1 \cdot \delta h$ の関係と検出された操作角 δh とから第 1 舵角設定値 δa^* が演算される。その K1 は車速 V の関数とされ、例えば操作角 δh に対する車両 100 のヨーレートの比率が車

速に関わらず略一定となるように、図 3 に示すように車速の増加に従い小さくなるものとされている。すなわち制御装置 20 は、その操作角 δh と車速 V と第 1 舵角設定値 δa^* との間の予め定められた関係を表すゲイン K1 を記憶し、その関係に基づき検出した操作角 δh と車速 V とに応じた第 1 舵角設定値 δa^* を演算する。

【0019】K2 は操作角 δh に対する目標操作トルク T^* のゲインであり、 $T^* = K2 \cdot \delta h$ の関係と検出された操作角 δh とから目標操作トルク T^* が演算される。すなわち、制御装置 20 は、その目標操作トルク T^* と操作角 δh との間の予め定められた関係を表すゲイン K2 を記憶し、その関係と検出した操作角 δh とに基づき目標操作トルク T^* を演算する。その K2 は最適な制御を行えるように調整される。なお、操作角 δh に代えて操作トルク T を用い、目標操作トルク T^* と操作トルク T との関係を予め定めて記憶し、その関係と操作トルク T とから目標操作トルク T^* を演算するようにしてもよい。

【0020】K3 は第 1 舵角設定値 δa^* に対する第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ のゲインであり、 $\gamma 1^* = K3 \cdot \delta a^*$ の関係と上記演算された第 1 舵角設定値 δa^* とから第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ が演算される。本実施形態では、その K3 は舵角に対するヨーレートの定常ゲインとされ、 $K3 = V / \{ (1 + SF \cdot V^2) L \}$ とされる。ここで SF はスタビリティファクタ、L はホイールベースであって、それぞれ車両 100 に固有の値である。すなわち制御装置 20 は、その第 1 舵角設定値 δa^* と第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と車速 V との間の予め定められた関係を表すゲイン K3 を記憶し、その関係に基づき演算した第 1 舵角設定値 δa^* と検出した車速 V とに応じた第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ を演算する。

【0021】K4 は横加速度 Gy に対する第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ のゲインであり、 $\gamma 2^* = K4 \cdot Gy$ の関係と検出した横加速度 Gy とから第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ が演算される。図 4 において矢印 40 で示す方向に車速 V で旋回する車両 100 に、矢印 41 で示す方向に作用する横加速度 Gy と、矢印 42 で示す方向に作用するヨーレート γ との関係は、車両 100 が定常円旋回状態であるとみなすと $\gamma = Gy / V$ であることから、本実施形態では $K4 = 1 / V$ とされている。すなわち、制御装置 20 は、その第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ と横加速度 Gy と車速 V との間の予め定められた関係を表すゲイン K4 を記憶し、その関係に基づき検出された横加速度 Gy と車速 V とに応じた第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ を演算する。

【0022】制御装置 20 は、その演算した第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ の絶対値と第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の絶対値とを比較し、その第 1 目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第 2 目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対値が小さい方の目標ヨーレート $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ と検出したヨーレ

ート γ との偏差を演算する。

【0023】G1は、その $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ とヨーレート γ との偏差に対する第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ の伝達関数であり、 $\delta \gamma^* = G1 \cdot \{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ の関係と演算した偏差 $\{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ とから第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ が求められる。その伝達関数G1は、例えばPI制御を行う場合、ゲインをKa、ラプラス演算子をs、時定数をTaとして、 $G1 = Ka[1 + 1/(Ta \cdot s)]$ になる。そのゲインKa及び時定数Taは最適な制御を行えるように調整される。すなわち、制御装置20は、その偏差 $\{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ と第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ との間の予め定められた関係を表す伝達関数G1を記憶し、その関係に基づき演算した偏差 $\{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ に応じた第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ を演算する。

【0024】G2は、上記演算した第1舵角設定値 δa^* と第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ との和である目標舵角 δ^* から検出した舵角 δ を差し引いた偏差に対する操舵用アクチュエータMの目標駆動電流 i_m^* の伝達関数である。すなわち、 $i_m^* = G2 \cdot (\delta a^* + \delta \gamma^* - \delta)$ の関係と、演算した第1舵角設定値 δa^* と第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ 、および検出した舵角 δ とから目標駆動電流 i_m^* が求められる。その伝達関数G2は、例えばPI制御を行う場合、ゲインをKb、ラプラス演算子をs、時定数をTbとして、 $G2 = Kb[1 + 1/(Tb \cdot s)]$ になる。そのゲインKb及び時定数Tbは最適な制御を行えるように調整される。すなわち制御装置20は、第1舵角設定値 δa^* と第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ との和である目標舵角 δ^* から検出した舵角 δ を差し引いた偏差と目標駆動電流 i_m^* との間の予め定められた関係を表す伝達関数G2を記憶し、その関係に基づき、演算した第1舵角設定値 δa^* 、第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ と、検出した舵角 δ とに基づき目標駆動電流 i_m^* を演算する。その目標駆動電流 i_m^* に応じてアクチュエータMが駆動される。これにより、舵角 δ が目標舵角 δ^* に対応するように操舵用アクチュエータMが制御される。

【0025】G3は、上記演算した目標操作トルク T^* から検出した操作トルクTを差し引いた偏差に対する反力アクチュエータRの目標駆動電流 i_h^* の伝達関数である。すなわち、 $i_h^* = G3 \cdot (T^* - T)$ の関係と、演算した目標操作トルク T^* と検出した操作トルクTとから目標駆動電流 i_h^* が求められる。その伝達関数G3は、例えばPI制御を行う場合、ゲインをKc、ラプラス演算子をs、時定数をTcとして、 $G3 = Kc[1 + 1/(Tc \cdot s)]$ になる。そのゲインKcおよび時定数Tcは最適な制御を行えるように調整される。すなわち制御装置20は、目標操作トルク T^* から検出した操作トルクTを差し引いた偏差と目標駆動電流 i_h^* との間の予め定められた関係を表す伝達関数G3を記

憶し、その関係に基づき、演算した目標操作トルク T^* と、検出した操作トルクTとに応じた目標駆動電流 i_h^* を演算する。その目標駆動電流 i_h^* に応じてアクチュエータRが駆動される。

【0026】G4は、上記演算した第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ から検出したヨーレート γ を差し引いた偏差に対する車両の横滑り角 β の伝達関数である。すなわち、 $\beta = G4 \cdot (\gamma 2^* - \gamma)$ の関係と、演算した第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ と検出したヨーレート γ とから横滑り角 β が求められる。図5の(1)に示すようにオーバーステア状態の横滑りした車両100や、図5の(2)に示すようにアンダーステア状態の横滑りした車両100において、その車両100の前後方向に沿う1点鎖線で示す車体中心線と、横滑りがなかった場合に車両100が進行する破線で示す方向とがなす角を車両の横滑り角 β とした場合、横滑り角 β は近似的に $(Gy/V - \gamma)$ の時間積分値、すなわち、 $\beta = \int (Gy/V - \gamma) dt$ により求められる。また、上記のように $\gamma 2^* = K4 \cdot Gy$ 、 $Gy = Gy/V$ であるから、 $(\gamma 2^* - \gamma)$ は横滑り角 β の微分値 $d\beta/dt$ となる。よって本実施形態では、 $(\gamma 2^* - \gamma)$ の積分値が横滑り角 β となるように、ラプラス演算子をsとして、 $G4 = 1/s$ としている。すなわち制御装置20は、第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ から検出したヨーレート γ を差し引いた偏差と横滑り角 β との間の予め定められた関係を表す伝達関数G4を記憶し、その関係に基づき、演算した第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ と、検出したヨーレート γ とに応じた横滑り角 β を演算する。

【0027】G5は、上記演算した $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ と検出したヨーレート γ との偏差に対する前後左右車輪4への指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ の伝達関数である。各指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ は制動圧センサ61により検出された制動用油圧との偏差として求められる。各指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ の相対比率は検出された各車輪4の車輪速 ω に応じて定められる。 $\Delta P = G5 \cdot \{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ の関係に基づき、演算した $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ と、検出したヨーレート γ と制動用油圧と車輪速 ω とから指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ が求められる。その伝達関数G5は、従来の目標ヨーレートと検出ヨーレートとの偏差をなくすように車両の制動圧を制御する場合と同様にして定めることができる。すなわち制御装置60は、その $\{\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*) - \gamma\}$ と指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ と制動用油圧と車輪速 ω との間の予め定められた関係を表す伝達関数G5を記憶し、その関係に基づき、演算した $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ と、検出したヨーレート γ と制動用油圧と車輪速 ω とに応じた指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ を演算する。その指示制動用油圧 Δ

P1、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ に応じた制動用油圧指示信号が印可されることで、制動用油圧制御ユニットBは制動用油圧を発生させ、各ブレーキ装置54が各車輪4に制動力を作用させる。これにより、第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートとヨーレート γ との偏差を打ち消すように、前後左右の車輪4の制動力を制御できる。さらに制御装置60は、上記演算された横滑り角 β の符号から車両100の横滑り方向を判断し、その判断に基づき、演算した指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ に基づき作用する制動力により、その横滑りが助長されるか否かを判断する。例えば、右側前後車輪の制動力が左側前後車輪の制動力よりも大きい場合、車両100は右旋回しようとするため、横滑り方向が右方向である場合は横滑りが助長される。そのように横滑りが助長される場合は、車両100の挙動が不安定になることがないように、制御装置60は制動用油圧指示信号を出力することがないものとされている。

【0028】G6は、上記演算した第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と検出したヨーレート γ との偏差に対するスロットルバルブ駆動用アクチュエータEの目標駆動電流 $i e^*$ の伝達関数である。すなわち、 $i e^* = G6 \cdot (\gamma 1^* - \gamma)$ の関係と、演算した第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と、検出したヨーレート γ とから目標駆動電流 $i e^*$ が求められる。その伝達関数G6は、例えばP1制御を行う場合、ゲインを $K e$ 、ラプラス演算子を s 、時定数を $T e$ として、 $G6 = K e [1 + 1 / (T e \cdot s)]$ になる。そのゲイン $K e$ 及び時定数 $T e$ は最適な制御を行えるように調整される。すなわち制御装置60は、その偏差 $(\gamma 1^* - \gamma)$ と目標駆動電流 $i e^*$ との間の予め定められた関係を表す伝達関数G6を記憶し、その関係に基づき、演算した第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と検出したヨーレート γ との偏差に応じた目標駆動電流 $i e^*$ を演算する。その目標駆動電流 $i e^*$ に応じた信号によりスロットルバルブ駆動用アクチュエータEが駆動される。これにより、その第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ とヨーレート γ との偏差を打ち消すように車両100の走行系動力発生用エンジンの出力が制御される。

【0029】図6、図7のフローチャートを参照して上記操舵装置の制御手順を説明する。まず、各センサ11～16、61、62による操作角 δh 、操作トルク T 、舵角 δ 、横加速度 $G y$ 、ヨーレート γ 、車速 V 、制動用油圧、車輪速 ω の検出データが読み込まれる(ステップ1)。次に、操作角 δh に応じてゲイン $K2$ に基づき求められる目標操作トルク T^* から、操作トルク T を差し引いた偏差が零になるように、伝達関数 $G3$ に基づき反力アクチュエータRの目標駆動電流 $i h^*$ が求められる(ステップ2)。その目標駆動電流 $i h^*$ が印加されることで反力アクチュエータRが駆動される。次に、操作角 δh と車速 V に応じゲイン $K1$ に基づき第1舵角設定

値 δa^* が求められる(ステップ3)。その第1舵角設定値 δa^* と車速 V に応じてゲイン $K3$ に基づき第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ が演算され、横加速度 $G y$ と車速 V に応じてゲイン $K4$ に基づき第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ が演算され(ステップ4)、その第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ の絶対値と第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の絶対値とが比較され、その小さい方のヨーレートの目標値 $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ とヨーレート γ との偏差が演算される(ステップ5)。その偏差と伝達関数 $G1$ とに応じて第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ が演算される(ステップ6)。その第1舵角設定値 δa^* と第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ との和から求められる目標舵角 δ^* から舵角 δ を差し引いた偏差が零になるように、伝達関数 $G2$ に基づき操舵用アクチュエータMの目標駆動電流 $i m^*$ が求められる(ステップ7)。その目標駆動電流 $i m^*$ が印加されることで操舵用アクチュエータMが舵角変化を生じるように制御される。次に、その第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ からヨーレート γ を差し引いた偏差に応じて伝達関数 $G4$ に基づき横滑り角 β が演算され(ステップ8)、上記 $\min(\gamma 1^*, \gamma 2^*)$ とヨーレート γ との偏差と車輪速 ω と制動用油圧とに応じて伝達関数 $G5$ に基づき指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ が求められる(ステップ9)。その演算された横滑り角 β の符号から判断される方向の車両100の横滑り方向が、その演算した指示制動用油圧 $\Delta P1$ 、 $\Delta P2$ 、 $\Delta P3$ 、 $\Delta P4$ に基づき作用する制動力により助長されるか否かが判断される(ステップ10)。その横滑りが助長されない場合、その指示制動用油圧 ΔP に応じた制動用油圧指示信号が印可されることで、制動用油圧制御ユニットBは制動力変化により車両挙動が安定化するように制動力を制御する(ステップ11)。その横滑りが助長される場合は制動用油圧指示信号を出力することがないものとされる。次に、その第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ からヨーレート γ を差し引いた偏差に応じて伝達関数 $G6$ に基づきスロットルバルブ駆動用アクチュエータEの目標駆動電流 $i e^*$ が求められる(ステップ12)。その目標駆動電流 $i e^*$ が印加されることで、スロットルバルブ駆動用アクチュエータEはエンジン出力変化により車両挙動が安定化するようにスロットルバルブの開度を変化させる。次に、制御を終了するか否かを判断し(ステップ13)、終了しない場合はステップ1に戻る。その終了判断は、例えば車両の始動用キースイッチがオンか否かにより判断できる。

【0030】上記実施形態によれば、ステアリングホイール1を操作しても路面と車輪4との間の摩擦係数の低下によりヨーレート γ が変化しない場合、操作角 δh と車速 V に対応する第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ は、検出した横加速度 $G y$ と車速 V に対応する第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ よりも大きくなる。この場合、その第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対

値が小さい方の第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ と検出ヨーレート γ との偏差に応じて第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ が演算される。すなわち、その第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ は実際の車両挙動を反映したものとなる。よって、その第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ と、検出された操作角 δh と車速 V とに応じた第1舵角設定値 δa^* との和を目標舵角 δ^* とすることで、舵角の発散を防止して車両挙動の安定化を図ることができる。また、そのような路面と車輪4との間の摩擦係数の低下がなく、第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ が第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ よりも小さくなる場合、第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ は、第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と検出されたヨーレート γ との偏差に応じて演算されるので、操作角 δh と車速 V とを反映したものとなる。よって、その第2舵角設定値 $\delta \gamma^*$ と、検出された操作角 δh と車速 V とに応じた第1舵角設定値 δa^* との和を目標舵角 δ^* とすることで、その操作角 δh と車速 V とに応じて車両挙動を最適に変化させることができる。また、舵角と車両の制動力は、共に第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出されたヨーレート γ との偏差を打ち消すように制御されるので、それぞれの制御が互いに干渉するのを防止できる。さらに、路面と車輪4との間の摩擦係数の低下により車両挙動が不安定になり易い場合、第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ は第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ よりも大きくなるので、その第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と検出ヨーレート γ との偏差は、第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ と検出ヨーレート γ との偏差よりも大きくなる。その大きな偏差が打ち消されるようにスロットルバルブ駆動用アクチュエータEを駆動してエンジン出力を制御することで、そのエンジン出力の抑制量は大きくなる。これにより、路面と車輪4との間の摩擦係数が低下する場合に、エンジン出力の抑制量を大きくして車両挙動の安定化を図ることができる。

【0031】本発明は上記実施形態や各変形例に限定されない。例えば、操作角 δh に代えて操作トルク T が操作量に対応するものとし、第1舵角設定値 δa^* と検出操作トルク T と車速 V との間の関係を予め定めて記憶し、その関係に基づき検出操作トルク T と車速 V とに応じた第1舵角設定値 δa^* を演算するようにしてもよい。また、第1目標ヨーレート $\gamma 1^*$ と第2目標ヨーレート $\gamma 2^*$ の中で絶対値が小さい方の目標ヨーレートと検出したヨーレート γ との偏差を打ち消すように、車輪の制動力だけでなく車輪の駆動力を制御したり、あるいは制動力に代えて車輪の駆動力を制御するようにしてもよい。また、操舵用アクチュエータMとして上記のような電動アクチュエータに代えて油圧アクチュエータを用いてもよく、この場合、その油圧アクチュエータを駆動する油圧を制動用油圧制御ユニットBにより発生させ、車輪4の制動用油圧と発生源を共用することで、車両全体のシステムを単純化し、エネルギー効率を向上し、実

用的な車両姿勢制御システムにできる。

【0032】

【発明の効果】本発明によれば、ステアバイワイヤシステムを採用した車両において、路面と車輪との間の摩擦係数が低下した場合に、舵角が発散することがなく、また、車輪の制動力、駆動力の制御と干渉することがないように操舵用アクチュエータを制御でき、さらに、走行系動力発生用エンジンの出力を制御することで車両挙動の安定化を効果的に図ることができる車両用操舵装置を提供できる。

【0033】

【他の技術の開示】ステアリングホイールと車輪とが機械的に連結された車両においては、助手席や後部座席の乗員は、ドライバーによるステアリングホイールの操作の遅れやミスに気付いたとしても、ステアリングホイールの操作はドライバーに委ねるしかなく、事故等を未然に防ぐことができなかった。また、未熟なドライバーにとっては、後進時のステアリングホイールの操作は難しく、しばしば接触事故を引き起こす結果となっている。同乗者はドライバーの補助をすることができなかった。そこで、運転席の乗員によるステアリングホイールの操作に応じて制御装置により制御される操舵用アクチュエータの動きを、そのステアリングホイールを車輪に機械的に連結することなく、その動きに応じて舵角が変化するように車輪に伝達するステアバイワイヤシステムを採用した車両において、そのステアリングホイールとは別に、助手席や後部座席の乗員により操作可能な補助ステアリングホイールを設け、その補助ステアリングホイールの操作に応じて操舵用アクチュエータを制御装置により制御可能にすることが考えられる。この場合、その制御装置に、ステアリングホイールの操作と補助ステアリングホイールの操作の中の何れを優先するかを選択するためのスイッチを接続したり、あるいは、ステアリングホイールと補助ステアリングホイールの操作速度や操作トルク等に基づき操舵の緊急性を判断する機能を持たせ、そのスイッチ操作により選択された側の操作や緊急性の高い側の操作に応じて操舵用アクチュエータを駆動するようにするのが、実用的な車両姿勢制御システムを提供する上で好ましい。

【0034】従来、車両にアクティブサスペンションシステムを搭載することでローリングやピッチングを抑制して走行時における安定性を向上することが行われている。しかし、アクティブサスペンションシステムは高価であるため高級車にしか搭載されていない。そのようなアクティブサスペンションシステムを搭載していない車両、特に車高が大きく重心位置が高いRV車などでは、ワインディングロード等の走行中における車体の遠心方向への傾きが大きくなり、タイヤのグリップ力が低下して走行時における安定性が低下し、ドライバーも遠心方向に傾くために運転し難くなるという問題がある。そこ

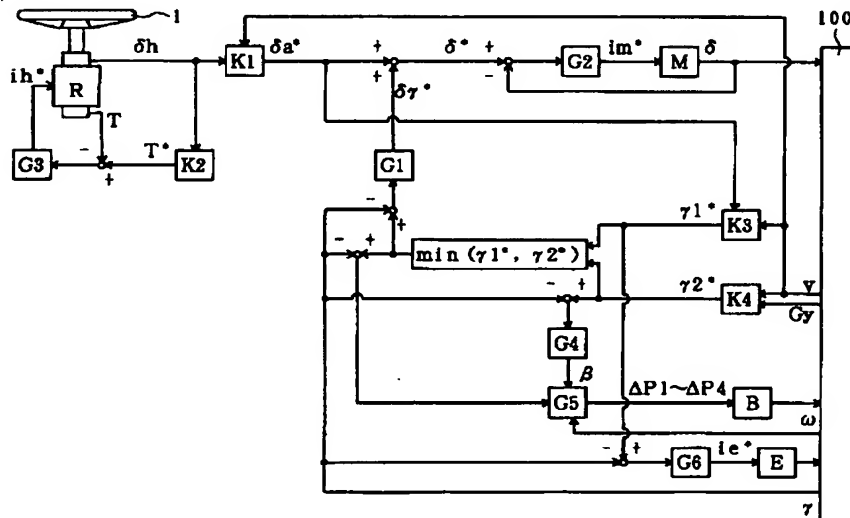
で、ステアリングホイールの操作に応じて制御装置により制御される操舵用アクチュエータの動きを、そのステアリングホイールを車輪に機械的に連結することなく、その動きに応じて舵角が変化するように車輪に伝達するステアバイワイヤシステム、ブレーキペダルの操作に応じて制御装置により制御される制動用油圧発生装置により、そのブレーキペダルを制動用油圧発生装置に配管接続することなく、車輪の制動用油圧を発生させるブレーキバイワイヤシステム、アクセルペダルの操作に応じて制御装置により制御されるエンジンにより、そのアクセルペダルをエンジンに機械的に接続することなく、車輪の駆動用出力を発生させるアクセルバイワイヤシステムを採用した車両において、図8に示すように、ステアリングホイールH、ブレーキペダル、アクセルペダルが配置されるボディ101が、操舵用アクチュエータ、制動用油圧発生装置、エンジンが配置されるシャーシ102に対して、ガイドレール103を介してロール回転自在になるように構成し、そのボディ101側に重心Gを配置する。これにより、ボディ101がローリングしても車輪104それぞれに作用する荷重は殆ど変化せず、タイヤのグリップ力低下を防止でき、また、ドライバーの遠心方向への傾きを防止できるので、簡単で安価な構成により走行時における安定性を向上できると共に運転し易い車両を提供できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態の操舵装置の構成説明図

【図2】本発明の実施形態の操舵装置の制御ブロック図*

【図2】



*【図3】操作角に対する第1舵角設定値のゲインと車速との関係を示す図

【図4】定常円旋回状態の車両状態を示す図

【図5】(1)はオーバーステア状態の横滑りした車両を示す図、(2)はアンダーステア状態の横滑りした車両を示す図

【図6】本発明の実施形態の操舵装置の制御手順を示すフローチャート

【図7】本発明の実施形態の操舵装置の制御手順を示すフローチャート

【図8】シャーシに対してボディがロール回転自在に構成された車両を示す図

【符号の説明】

1 ステアリングホイール

3 ステアリングギヤ

4 車輪

11 角度センサ

13 舵角センサ

14 速度センサ

15 横加速度センサ

16 ヨーレートセンサ

20 ステアリング系制御装置

60 走行系制御装置

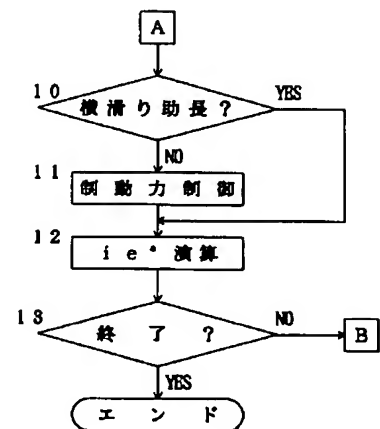
100 車両

B 制動用油圧制御ユニット

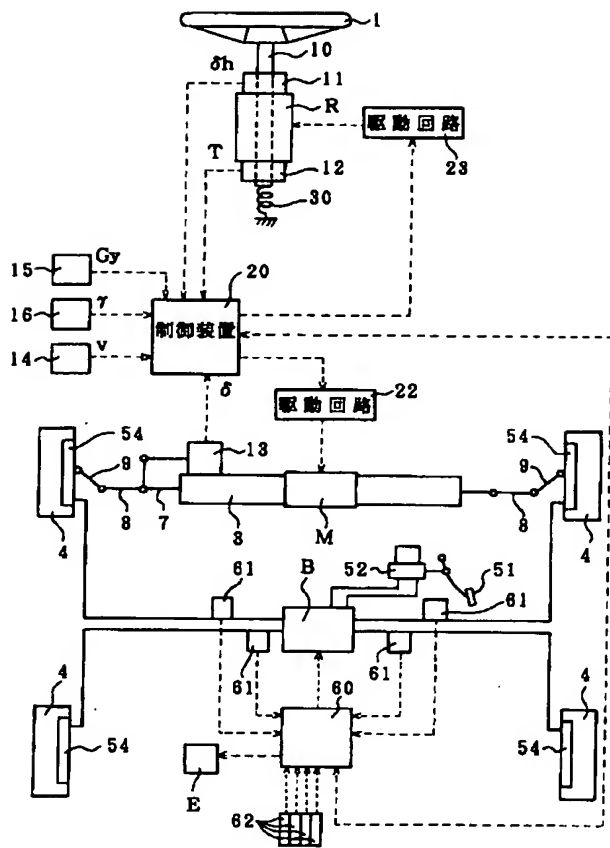
E スロットルバルブ駆動用アクチュエータ

M 操舵用アクチュエータ

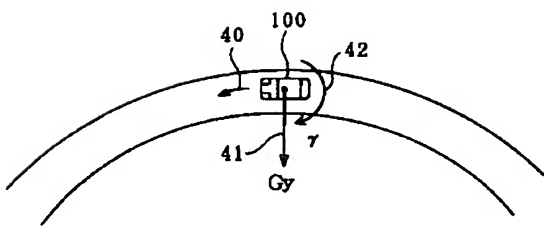
【図7】



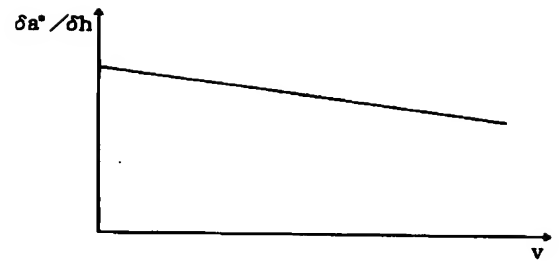
【図1】



【図4】

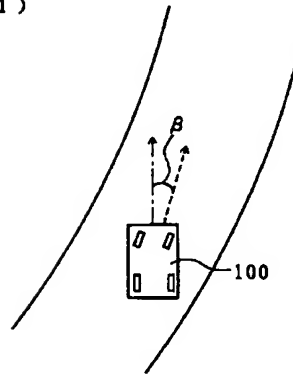


【図3】

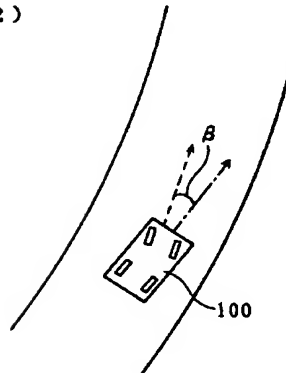


【図5】

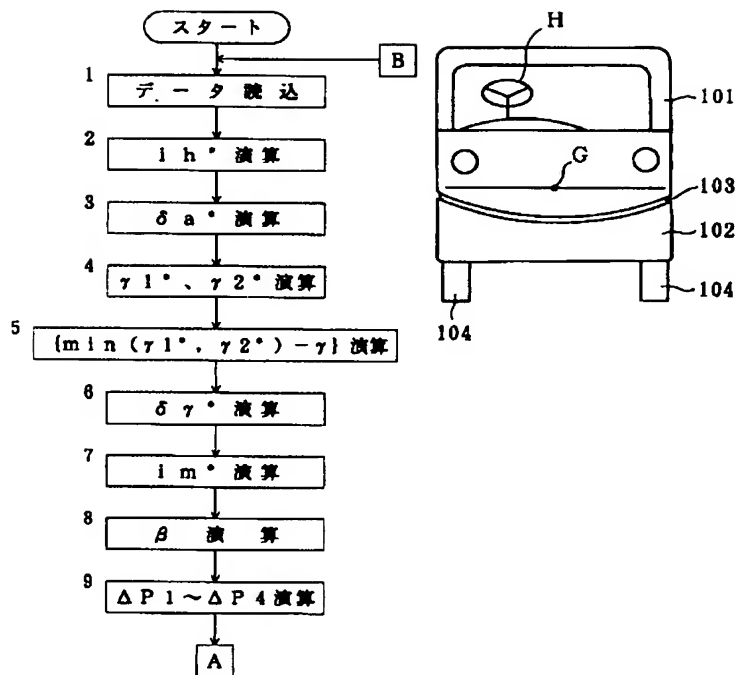
(1)



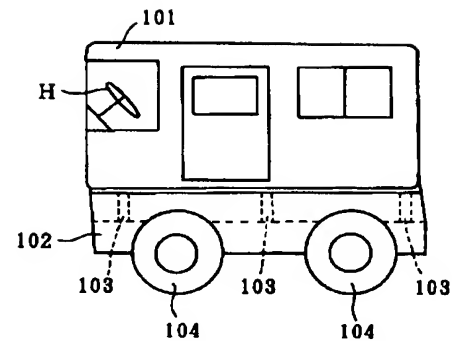
(2)



【図6】



【図8】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

B 6 2 D 113:00
119:00
137:00

識別記号

F I

B 6 2 D 113:00
119:00
137:00

キーワード (参考)

(72)発明者 中野 史郎

大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号
光洋精工株式会社内

(72)発明者 高松 孝修

大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号
光洋精工株式会社内

(72)発明者 瀬川 雅也

大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号
光洋精工株式会社内

F ターム (参考) 3D032 CC02 DA03 DA04 DA15 DA23

DA29 DA33 DA48 DC32 DD01

DD02 EA01 EA02 EB04 EB16

EC22 FF01 FF07

3D033 CA13 CA16 CA17 CA18 CA28

CA29